

## TRANSMISII PRIN LANȚURI

**1. Scopul lucrării**

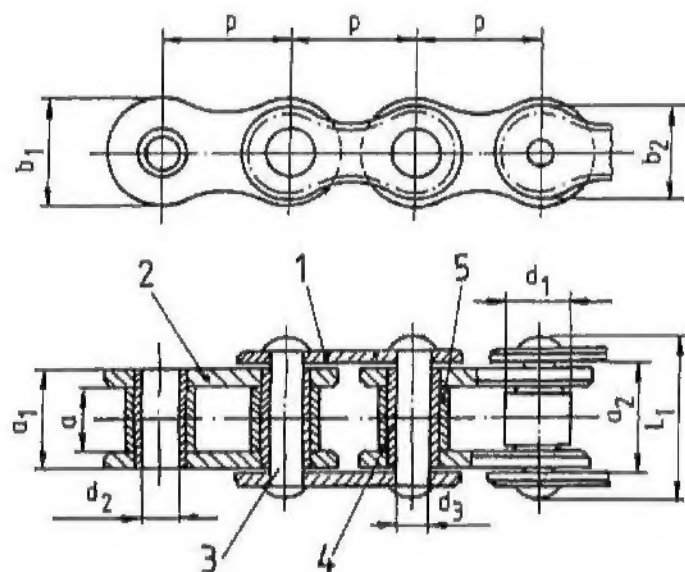
Restabilirea elementelor geometrice pentru o transmisie prin lanțuri.  
Verificarea transmisiei prin lanț.

**2. Elemente teoretice**

O transmisie prin lanț se compune din lanțul propriu-zis, figura 1, roțile de lanț, dispozitive de întindere, dispozitive de ungere și carcase sau apărători de protecție.

**2.1. Lanțul cu bolțuri, bucle și role**

Lanțul este format din zale, articulate între ele, figura 1, care îi asigură flexibilitatea necesară pentru înfășurarea pe roțile de lanț, figura 2. Elementele componente ale unui lanț cu role și zale scurte sunt: eclisa exterioară 1, eclisa interioară 2, bolțul 3, buclea 4 și rola 5. Pasul  $p$ , figura 1, este elementul principal care stabilește proporțiile dimensionale ale componentelor lanțului.



**Fig. 1** Geometria lanțului cu role și zale scurte

Pasul este normalizat, în milimetri sau în țoli (inch, 1" = 25,4 mm). Acest tip de lanț se realizează cu un singur sau cu două (trei) rânduri de zale. Elementele geometrice ale lanțului sunt: distanța între eclisele interioare  $a$ , distanța peste eclisele interioare  $a_1$ , distanța între eclisele exterioare  $a_2$ , lățimea eclisei exterioare  $b_1$ , lățimea eclisei interioare  $b_2$ , diametrul exterior al rolei  $d_1$ , diametrul interior al bușei  $d_2$ , diametrul bolțului  $d_3$ , lungimea finală a bolțului  $L_1$  și pasul  $p$ .

## 2.2. Roata de lanț

Pentru roata de lanț dimensiunile caracteristice sunt prezentate în figura 2. Pasul  $p$  și numărul de dinți  $z$  determină valoarea diametrului de divizare definit ca locul geometric al centrelor roților lanțului înfășurat pe roata de lanț.

$$D_d = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)}; \quad D_i = D_d - d_1 \quad (1)$$

Forma profilului dintelui roții de lanț este realizată din arce de cerc, figura 2, fără a fi optimizată geometric în sensul egalizării vectorilor viteze pentru punctele în contact de pe dintele roții și rola cilindrică a lanțului. Semiunghiul dintre flancurile dintelui roții de lanț:

$$\gamma_{\max} = 35^\circ - \frac{120^\circ}{z}, \quad \gamma_{\min} = 17^\circ - \frac{64^\circ}{z} \quad (2)$$

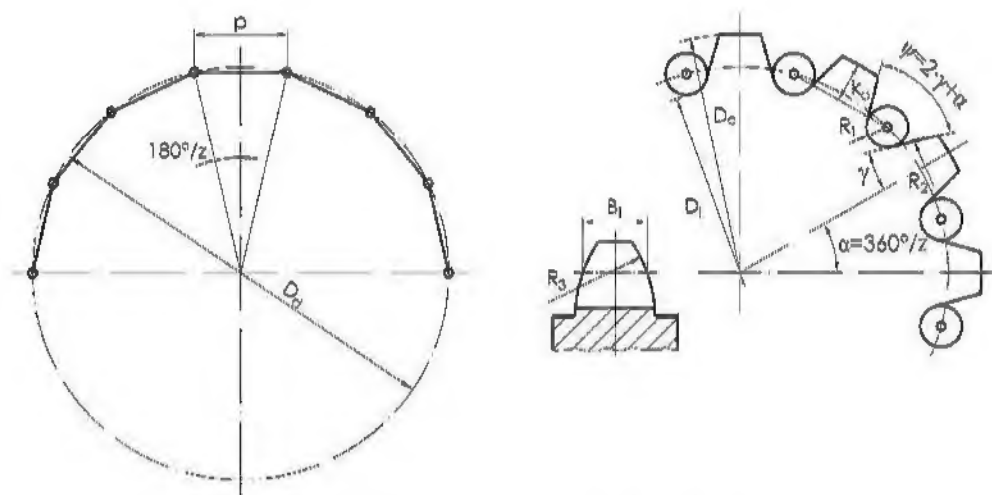


Fig. 2 Forma constructivă a roții de lanț

Diametrul de cap, minim și maxim, al roții de lanț:

$$D_{emin} = D_d + p \cdot \left(1 - \frac{1,6}{z}\right) - d_1; \quad D_{emax} = D_d + 1,25 \cdot p - d_1 \quad (3)$$

Înălțimea dintelui roții de lanț:

$$K_{dmin} = 0,5 \cdot (p - d_1); \quad K_{dmax} = p \cdot \left(0,625 + \frac{0,8}{z}\right) \quad (4)$$

Razele de racordare a flancurilor și la fundul dintelui roții de lanț:

$$R_{1min} = 0,505 \cdot d_1; \quad R_{2min} = 0,12 \cdot d_1 \cdot (z + 2); \quad R_{3min} = p \quad (5)$$

Lățimea dintelui:

$$B_1 = (0,93 \dots 0,95) \cdot a_{min} \quad (6)$$

unde:  $z$  - numărul de dinți al roții,  $d_1$  - diametrul nominal al roții lanțului, mm,  $a_{min}$  - distanța minimă între eclisele interioare ale lanțului, mm.

Pentru viteze  $v \leq 8$  m/s,  $\gamma = 13^\circ \dots 17^\circ$ , iar pentru viteze  $v \geq 12$  m/s,  $\gamma = 19^\circ$ .

Relațiile (1), (2) ... (6) pot fi scrise atât pentru roata de lanț conducătoare 1, cât și pentru roata de lanț condusă 2.

Numărul minim de dinți al roții conducătoare  $z_1$  depinde în principal de:

- viteza lanțului: dacă  $v \leq 2$  m/s,  $z_{1min} = 13 \dots 15$ , iar pentru viteze  $v \geq 2$  m/s,  $z_{1min} \geq 19$ , și

- raportul de transmitere,  $z_{1min} = 29 - 2 \cdot i$  și tabelul 1.

Numărul de dinți al roții conduse:  $z_2 = i \cdot z_1$

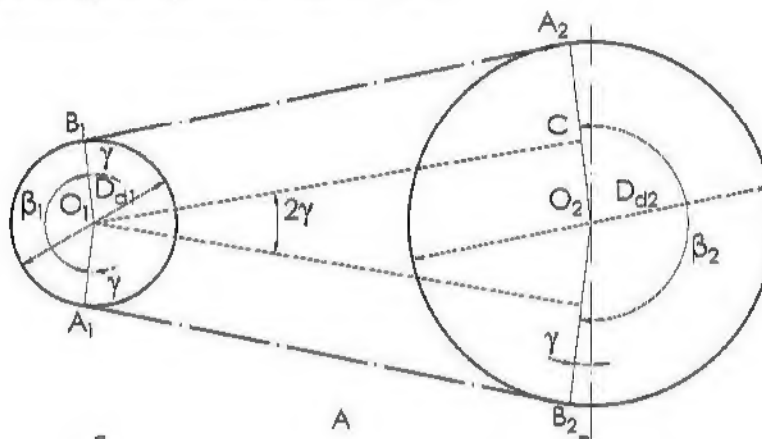


Fig. 3 Geometria unei transmisii prin lanț

### 2.3. Elemente de geometrie a transmisiei prin lanț cu bușe și role

Pentru ansamblul transmisiei, figura 3, se definesc următoarele caracteristici principale:

- raportul de transmitere,  $u = D_{d2}/D_{d1} = i = z_2/z_1$ ;
- distanța necorectată dintre axe (valoare recomandată),  $A = (20...50) \cdot p$ ;
- unghiul de înclinare a transmisiei față de orizontală,  $\varphi$ ;
- unghiul ramurii de lanț față de axa transmisiei:  

$$\gamma = \arcsin\{(D_{d2} - D_{d1})/(2 \cdot A)\};$$
- lungimea lanțului,  $L = 2 \cdot A + 0,5 \cdot p \cdot (z_2 + z_1) + 0,25 \cdot (z_2 - z_1)^2 \cdot p^2 / (\pi^2 \cdot A)$ ,
- numărul total de zale,  $X = L/p$ .

**Tabelul 1** Numărul de dinți al roții conducătoare,  $z_1$  [1]

Lanț	Raportul de transmitere $i$					
	1...2	2...3	3...4	4...5	5...6	6
	Numărul de dinți $z_1$					
cu bușe și role	30...27	27...25	25...23	23...21	21...17	17...15
dințat	35...32	32...30	30...27	27...23	23...19	19...17
$v \geq 25$ [m/s]	$35 \leq z_1 \leq 120$					

### 2.4. Elemente cinematice și dinamice ale transmisiilor prin lanțuri

Solicitările din ramurile transmisiei sunt puternic influențate de efectele de greutate, inerție și șoc. În ramura conducătoare forța totală este:

$$F_1 = F_u + F_{cf} + F_{g1} + F_{d1} \quad (7)$$

iar în ramura condusă:

$$F_2 = F_{cf} + F_{g2} + F_{d2} \quad (8)$$

unde:  $F_u$  este forța utilă,  $F_{cf}$  este forța centrifugă  $F_{g1}$  și  $F_{g2}$  sunt forțele determinate de greutatea lanțului, iar  $F_{d1}$  și  $F_{d2}$  sunt forțele dinamice.

Forța utilă din ramura conducătoare rezultă din condiția de transmitere a puterii:

$$F_u = \frac{2 \cdot M_{t1(2)}}{D_{d1(2)}} \quad (9)$$

unde:  $M_{t1(2)}$  - momentul de torsiune la arborele 1,(2) N·mm, iar  $D_{d1(2)}$  - diametrul de divizare al roții 1,(2) mm.

Forța centrifugă  $F_{cf}$  ia în considerare efectele masice (centrifugale) datorate mișcării de rotație:

$$F_{cf} = q \cdot v^2 \quad (10)$$

unde:  $q$  - masa lanțului pe metru liniar, kg/m; iar  $v$  - viteza tangențială a lanțului, m/s.

Forțele de greutate depind și de poziția transmisiei  $F_g$ :

$$F_g = k_p \cdot q \cdot A \quad (11)$$

unde:  $A$  - distanța între axe, m, iar  $k_p$  - factor de poziție,  $k_p = 10$  la transmisii în plan vertical și  $k_p = 60$  pentru transmisii în plan orizontal.

Forțele dinamice  $F_d$  sunt provocate de efectul înfășurării poligonale a lanțului pe roată și sunt date ca mărime, direcție și sens de accelerațiile longitudinale:

$$F_{dmax} = a_{lmax} \cdot (m_l + m_{red}) \quad (12)$$

unde:  $m_l$  este masa lanțului, iar  $m_{red}$  este masa redusă la nivelul roții conduse pentru elementele antrenate.

### 3. Modul de lucru

#### 3.1. Identificarea lanțului

Utilizând notațiile din STAS 5174, [2] (tabelul 2), se măsoară următoarele elemente geometrice:

- 1) lățimile minime:  $a$  - între eclisele interioare,  $a_1$  - peste eclisele interioare,  $a_2$  - între eclisele exterioare.
- 2) diametrul exterior al rolei,  $d_1$ ;
- 3) cota  $d_{2R}$  peste 2 role pentru stabilirea pasului lanțului:  $p = d_{2R} - d_1$ , iar valoarea calculată se rotunjește la o valoare normalizată (tabelul 2).  
Pe baza celor măsurate se identifică mărimea lanțului și simbolul acestuia.  
Se extrag din STAS 5174 și celelalte dimensiuni:
- 4) diametrul interior al bucșei,  $d_2$ ;
- 5) lățimea eclisei interioară,  $b_1$  și exterioară,  $b_2$ ;
- 6) lungimea finală a bolțului  $L_1$ ;

Se extrag și valorile menționate de STAS 5174 pentru:

- sarcina minimă de rupere  $S_{r1}$ , și
- masa pe metru liniar.

### 3.2. Schița articulației lanțului

- 1) Se execută schița articulației lanțului cu precizarea dimensiunilor și indicarea ajustajelor recomandate pentru următoarele îmbinări: bolt - bușă, bușă - rolă, bușă - eclisă interioară, bolt - eclisă exterioară.
- 2) Se propun materialele și tratamentele termice pentru elementele articulației.
- 3) Se discută posibilitățile de ungere ale fiecărei articulații și natura regimului de ungere, [3].
- 4) Se calculează aria de strivire din articulația bușă-bolt.

### 4. Aplicație

O transmisie mecanică a unui transportor cu bandă cuprinde un reductor de turație cu roți dințate cu raportul de transmitere  $i_{RD1}=3,15$  și  $i_{RD2}=2,5$  urmată de un lanț de uz general cu role și zale scurte (tabelul 2). Transmisia trebuie să asigure pe arborele condus o putere  $P_2 = (5 + r)$  kW. Antrenarea se face cu un electromotor asincron cu turația de sincronism  $n_1=750 \cdot (1+r)$  rot/min. Roțile de lanț au numerele de dinți  $z_1 = 19 + 2 \cdot r$  și  $z_2 = 75$ , iar distanța între axe este  $A = 40 \cdot p$ ,  $r \in \{0, 1, 2, 3\}$ . Axele arborilor formează un plan orizontal.

- a) Să se realizeze schița transmisiei cu precizarea turațiilor fiecărui arbore și să se determine puterea necesară pentru motorul de acționare.
- b) Folosind nomograma din figura 4 să se stabilească mărimea lanțului după care se extrag date principale menționate în STAS 5174 (tabelul 2).
- c) Să se determine diametrele de divizare ale roților de lanț și geometria profilului dinților roților de lanț.
- d) Să se calculeze viteza lanțului și să se discute soluțiile posibile de ungere a transmisiei prin lanț.

Viteza medie de deplasare a lanțului  $v = p \cdot z_1 \cdot \frac{n_1}{60}$  m/s.

- e) Să se determine: forța utilă, forța derivată din greutatea lanțului și forța centrifugă.
- f) Să se verifice lanțul la tracțiune considerând forțele utilă, de greutate și centrifugă.

$$c_{st} = \frac{S_{r1}}{F_1} \geq 7$$

g) Să se verifice articulația lanțului la uzare.

$$\sigma_{strivire} = \frac{F_1 \cdot C}{j \cdot a_1 \cdot d_3} \leq \sigma_{strivire\_ad} \approx 40 \text{ MPa}$$

unde  $j$  reprezintă numărul de rânduri de zale, iar  $C$  este un coeficient dinamic global, [1], [4]. Se va admite  $C = 3$ .

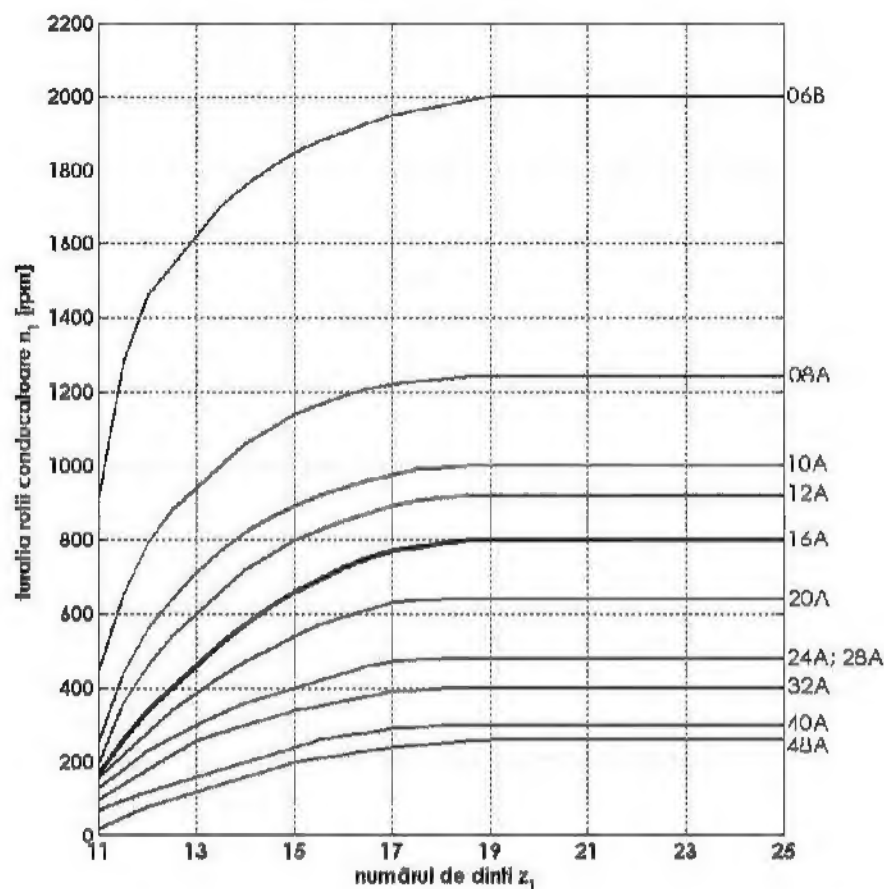


Fig. 4 Relația de interdependență dintre numărul de dinți  $z_1$  și turație  $n_1$

#### Bibliografie

1. Gafițanu, M., Crețu, S., Pavelescu D., ș.a., 1983, *Organe de mașini*, vol. II, Editura Tehnică, București.
2. STAS 5174 - *Lanțuri de uz general cu role și zale scurte*.
3. Olaru, D., 2002, *Fundamente de lubrificație*, Editura Gh. Asachi, Iași.
4. van Beek, A., 2009, *Advanced engineering design - lifetime performance and reliability*, Delft University of Technology, [www.engineering-abc.com](http://www.engineering-abc.com), [www.werktuigbouw.nl](http://www.werktuigbouw.nl)

